**Введение**

Тяговый расчет автомобиля производится с целью определения его тяговых и динамических качеств. Тяговый расчет подразделяется на:

* тяговый расчет проектируемой машины;
* поверочный тяговый расчет, производимый для существующей машины.

Поверочный тяговый расчет составляют следующие отдельные задачи:

1. Определение максимальной скорости движения в заданных условиях.
2. Определение сопротивления движению и углов подъема, которые может преодолеть автомобиль на данной передаче и скорости.

Для решения задач тягового расчета необходимо построить тяговую характеристику автомобиля.

Тяговой характеристикой автомобиля называется графическая зависимость удельной силы тяги от скорости движения автомобиля на каждой передаче.

Задаваемыми параметрами обычно являются: тип автомобиля; грузоподъемность или максимальное число пассажиров; максимальная скорость движения, по шоссе с заданным коэффициентом дорожного сопротивления, максимальное дорожное сопротивление на низшей передаче трансмиссии. Указывается также тип двигателя (карбюраторный, дизельный).

Параметры, которыми задаются, могут иметь различные значения в некотором интервале. Чтобы правильно принять окончательное значение указанных выше параметров, необходимо понимать, как они влияю на тяговые качества автомобиля.

Построение тяговой характеристики автомобиля включает:

1. Определение полной массы автомобиля, кг.
2. Выбор шин и определение радиуса ведущего колеса, м.
3. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя.
4. Определение передаточного числа главной передачи.
5. Определение передаточных чисел коробки передач и дополнительной коробки.
6. Определение скорости движения.
7. Определение удельной силы тяги, построение тяговой характеристики.

**ВЫПОЛНЕНИЕ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА**

**1. Определение полной массы машины**

Полная масса автомобиля определяется по формуле

= 4300+75\*3+6000=10525, кг (1)



где = 4300, кг — собственная масса машины;

п=3 — число мест в кабине;

=6000, кг — максимальная масса перевозимого груза.



Значения G0 и берутся в соответствии с заданием. Для этого предварительно подбирают тип автомобиля, параметры которого соответствуют заданным.

**2. Выбор шин**

Для выбора шин надо определить нагрузку, приходящуюся на одно колесо автомобиля. У грузовых автомобилей типа 4x2 на переднюю ось при полном использовании грузоподъемности приходится около 25—30% нагрузки. На задней оси этих автомобилей обычно монтируются четыре шины, каждая из которых испытывает большую весовую нагрузку, чем шина переднего колеса, поэтому выбор производится по весовой нагрузке, приходящейся на одно заднее колесо. Передние и задние колеса каждого автомобиля по конструкции почти всегда одинаковы и взаимозаменяемы. Разница состоит лишь во внутреннем давлении воздуха в шинах.

= 10525\*0,70/4= 1841,88, кг.



По приложению подбирают тип и размеры автомобильных шин, удовлетворяющих нагрузке, приходящейся на колесо 508\*260.

Определяют статический радиус колеса, который в дальнейшем условно считают равным радиусу качения 0,488 м.

**3. Расчет и построение внешней характеристики двигателя**

Для расчета внешней характеристики двигателя вначале определяют мощность необходимую для обеспечения заданной максимальной скорости по дороге с минимальным коэффициентом сопротивления качению.



=

=(0,7\*4,5\*25\*25\*25+10525\*9,81\*0,03\*25)=140,73, кВт (2)



где — коэффициент обтекаемости;



- коэффициент сопротивления качению;



- лобовая площадь автомобиля, равная для грузовых автомобилей 3,0-6,5 м2,



для легковых автомобилей малого литража —1,5+2,0 м2,

FB = КН (К— колея автомобиля, Н — наибольшая его высота);

— масса автомобиля, кг;



g — 9,81 м/с2 — ускорение свободного падения.

**1. Внешняя скоростная характеристика двигателя**

В общем случае частота вращения коленчатого вала при максимальной скорости движения автомобиля не равна частоте вращения, соответствующей максимальной мощности двигателя, и, следовательно, мощность двигателя при максимальной скорости не равна максимальной мощности.

Максимальную мощность двигателя находим, пользуясь эмпирической формулой где а, b и с — эмпирические коэффициенты; для карбюраторных двигателей а = b = с = 1,0.



(3)

Для современных автомобилей отношение =1,15-1,25.



Большее значение относится к легковым автомобилям, мень­шее — к грузовым. Следовательно, скорость, соответствующая максимальной мощности, будет равна:

=25\*1.2=20,83, м/c=75 км/ч. (4)



Координаты (nmax, NeV) и (nN, Nmax) дают две первые точки графика внешней скоростной характеристики. Для получения других точек используем формулу, представленную в следующем виде:



(5)

где Nе и ne — текущие значения соответственно мощности двигате и частоты вращения коленчатого вала.

Задаваясь такими значениями пе, которые соответствуют зна­чениям отношения nеJnN=0,2; 0,4; 0,6; 0,8, подсчитываем величины соответствующих мощностей Nе, и заносим в таблицу. Затем определяем текущие значения крутящих моментов и заносим в таблицу.

, Н.м (6)



Таблица

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| №  п/п | Показатели | | Отношение | | | | | |
| 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 |
| 1 | , об/мин  (рад/с) | | 640  (67,02) | 1280  (134,04) | 1920  (201,06) | 2560  (268,08) | 3200  (335,10) | 3840  (402,12) |
| 2 | , кВт | | 32,5 | 71,5 | 109,4 | 139,0 | 154,3 | 140,7 |
| 3 | , Н.м | | 485,4 | 533,3 | 544,3 | 518,5 | 460,5 | 350,0 |
| 4 | 1 передача |  | 2,9 (0,8)  0,34 | 5,8 (1,6)  0,37 | 8,7 (2,4)  0,38 | 11,6 (3,2)  0,36 | 14,5 (4,0)  0,32 | 17,4 (4,8)  0,24 |
| 5 | 2 передача |  | 4,4 (1,2)  0,22 | 8,7 (2,4)  0,25 | 13,1 (3,6)  0,25 | 17,5 (4,9)  0,24 | 21,8 (6,1)  0,21 | 26,2 (7,3)  0,16 |
| 6 | 3 передача |  | 6,6 (1,8)  0,15 | 13,2 (3,7)  0,16 | 19,8 (5,5)  0,17 | 26,4 (7,3)  0,16 | 32,9 (9,2)  0,14 | 39,5 (11,0)  0,10 |
| 7 | 4 передача |  | 9,9 (2,8)  0,10 | 19,9 (5,5)  0,11 | 29,8 (8,3)  0,11 | 39,8 (11,0)  0,10 | 49,7 (13,8)  0,09 | 59,6 (16,6)  0,06 |
| 8 | 5 передача |  | 15,0 (4,2)  0,07 | 30,0 (8,3)  0,07 | 45,0 (12,5)  0,07 | 60,0 (16,7)  0,06 | 75,0 (20,8)  0,05 | 90,0 (25,0)  0,03 |

По результатам расчетов (таблица, пункты 1, 2 и 3) строим внешнюю скоростную характеристику двигателя.

В дальнейшем те же значения N, и Ме используем для определения скорости движения и удельной силы тяги на всех передачах и всех выбран­ных частотах вращения коленчатого вала.

Для построения внешней характеристики используем масштабы шкал в следующих пределах:

* частота вращения коленчатого вала6. 1 мм — (2,5…5,0) рад/с;
* мощность: 1 мм — (0,5…1,5) кВт;
* крутящий момент:. 1 мм = 2…8 Н.м.

Крайняя левая точка характеристики ограничивается частотой устойчивого вращения холостого хода (10…70 рад/с).

Максимальная мощность карбюраторного двигателя определяется точкой перегиба кривой (началом падения мощности).



**4. Определение передаточного числа главной передачи**

Передаточное число главной передачи определяем из условия обеспечения максимальной скорости движения на прямой передаче в коробке передач

(7)



Предварительно выбирают передаточное число коробки передач на высшей передаче, В большинстве случаев высшей является прямая передача iкв = 1. В автомобилях с одной ведущей осью дополнительная коробка не ставится, тогда iД = 1.

Полученное по формуле (7) передаточное число главной передачи необходимо сопоставить с передаточным числом главной передачи аналога проектируемого автомобиля.

Для получения достаточного дорожного просвета и упрощения конструкции передаточное число главной передачи рекомендуется брать меньше 7 у грузовых автомобилей грузоподъемностью до 4—5 т и не более 10 у тяжелых грузовых автомобилей. В последнем случае передача выполняется из двух ступеней и называется двойной главной передачей.

=7,85



**5. Определение передаточных чисел коробки передач и дополнительной коробки**

От количества передач и их передаточных чисел зависит способность автомобиля к преодолению подъемов, быстрому разгону и движению с высокой скоростью в заданных дорожных условиях.

В грузовых автомобилях применяют четырех- и пятиступенчатые коробки передач, причем во втором случае последняя передача обычно имеет передаточное число меньше 1, т.е. является ускоряющей.

Определение передаточных чисел коробки передач начинают с расчета передаточного числа первой передачи.

Для этого используют уравнение силового баланса установившегося движения автомобиля:

(8)



где Рf — сила сопротивления дороги, Н;

РВ — сила сопротивления воздуха, Н;

Gа — масса автомобиля, кг;

V — скорость, м/с.

Поскольку на первой передаче скорость движения автомобиля невелика, силой сопротивления воздуха можно пренебречь. Тогда уравнение (8) примет вид: . Сопротивление дороги, оцениваемое коэффициентом , может быть преодолено, если отношение максимальной тяговой силы к массе автомобиля будет равно или больше этого коэффициента, т.е.



. (9)



Подставив значения тяговой силы, получим:

, (10)



Отсюда

=(0,38\*0,488\*9,81\*10525)/(544,29\*7,85\*0,9)=5,187 (11)



где Мmax — максимальный момент, Нм.

Увеличение передаточного числа первой передачи допустимо только до величины, при которой развиваемая тяговая сила еще не достигнет силы сцепления колес с дорогой, т.е.

, Н (12)



где Gсц — сцепная масса, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля;

— коэффициент сцепления (проверка по сцеплению ведется для хорошего сухого шоссе при = (0,6...0,8).



Из равенств (11) и (12) получаем:

(13)



В расчетах принимают следующие значения G сц:

1,3\*0,7\*10525 =9577,75, кг



• для двухосного автомобиля с одной задней ведущей осью ,



где G2 — масса автомобиля, приходящаяся на заднюю ось;

— коэффициент перераспределения нагрузки, равный при разгоне 1,24-1,35.



=(0,7\*0,488\*9,81\*9577,75)/(544,29\*7,85\*0,9)=8,03



Если передаточное число iк1 найденное по формуле (13), было бы меньше, чем определенное по формуле (11), то следовало бы проверить возможность увеличения массы, приходящейся на ведущие колеса, что может потребовать изменения радиуса шин.

Увеличение числа ступеней коробки передач улучшает тяговые качества автомобиля и особенно его способность к разгону.

При большом числе передач улучшается использование мощности двигателя, так как облегчается выбор передаточного числа, при котором в данных дорожных условиях будет полнее использоваться мощность, что приводит к повышению средней скорости движения автомобиля. При малом числе ступеней коробки передач тяговые качества автомобиля могут быть улучшены благодаря увеличению передаточного числа главной передачи.

От выбора промежуточных передаточных чисел коробки передач зависят как тяговые, так и экономические свойства автомобиля. Одним из простейших методов выбора передаточных чисел промежуточных передач является метод, в основу которого положено наиболее полное использование мощности двигателя при разгоне автомобиля, начиная с первой и кончая высшей передачей. При наличии бесступенчатой коробки передач разгон можно производить, не меняя частоты вращения коленчатого вала двигателя. В этом случае можно работать на частоте вращения пN используя в процессе разгона максимальную мощность двигателя и получая в результате этого максимально возможные дтя данного автомобиля ускорения. При ступенчатой коробке передач для наилучшего использования мощности двигатель на всех передачах должен работать в некотором диапазоне частоты вращения коленчатого вала от п1 до п2

Если пренебречь падением скорости в процессе переключения передач, то каждый раз при переключении передач скорость движения автомобиля, достигнутая перед моментом переключения, например, в конце разгона на первой передаче Vmax1 равна скорости, с которой начинается разгон на второй передаче, т,е, Vmax2



следовательно,



или

(15)



Из равенства (15) следует, что для наилучшего использования мощности двигателя передаточные числа подчиняются закону геометрической прогрессии со знаменателем q.

Из предварительного расчета известны передаточные числа первой и высшей передач. Пользуясь равенством (15), можно найти передаточные числа промежуточных передач для коробок передач с любым числом ступеней.

Для коробки передач с п ступенями передач передаточное число любой передачи можно определить по формуле

, (16)



где к – номер передачи;

n – число ступеней, исключая зднюю и ускоряющую передачи.

|  |  |
| --- | --- |
| 1 передача | 5,19 |
| 2 передача | 3,44 |
| 3 передача | 2,28 |
| 4 передача | 1,51 |
| 5 передача | 1,00 |
| задняя передача | 6,22 |

Обычно передаточное число заднего хода iк3 = (1,2…1,3)iк1. Передаточное число ускоряющей передачи выбирается из условий обеспечения топливной экономичности нагруженного автомобиля при движении по хорошим дорогам с малыми подъемами в пределах 0,7…0,85.

Передаточное число дополнительной коробки принимается равным iд автомобиля, выбранного в качестве аналога проектируемого автомобиля.

**6. Определение скорости движения**

Скорости движения автомобиля на каждой передаче на всех выбранных частотах вращения коленчатого вала определяем по формуле (17), а результаты расчетов заносим в таблицу

, м/с, (17)



где ni — частота вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;

rк — радиус ведущего колеса, м;

iгл — передаточное число главной передачи;

iкi — передаточное число коробки передач на i-й передаче.

**7. Определение удельной силы тяги**

Удельные силы тяги на каждой передаче, на всех выбранных частотах вращения коленчатого вала (скоростях движения) определяем по формуле (18), а результаты расчетов заносим в таблицу.

(18)



По результатам расчетов строим тяговую характеристику, Маштаб рекомендуется выбирать для скорости движения: 1 мм – (0,1,,,0,2) м/с, удельной силы тяги: 1 мм – 0,01.



**ЛИТЕРАТУРА**

1. Сергеев В. П. Автотракторный транспорт: Учеб. для вузов. — М.: Высшая школа, 1984. — 304 с.

1. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет: Учебник/ Под общ. ред. И.П. Кнесевича. — М: Машиностроение, 1991.-544 с.
2. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Изд. 9-е, перераб. и доп. — М: Транспорт, 1982. — 463 с.
3. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. — М.: Транспорт, 1998. - 460 с.
4. Автотракторный транспорт: Задание на контрольную работу с методическими указаниями / Сос. В.П. Ананьев В.П., В.П. Еремин. – М.: РГОТУПС, 2005. – 20 с.